

УДК 629.365

Г.О. Котиев¹, И.Ф. Гумеров², А.А. Стадухин¹, Б.Б. Косицын¹**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОГО УРОВНЯ ЗАМЕДЛЕНИЯ
ВЫСОКОПОДВИЖНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН
ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИЗНОСОСТОЙКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ**Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана¹
ОАО «КАМАЗ»²

Рассматривается метод определения потребного уровня замедления высокоподвижных колесных машин при использовании износостойкой тормозной системы, позволяющей увеличить среднюю скорость, существенно снизить нагрузку на рабочую тормозную систему и повысить ресурс фрикционных элементов. Суть метода исследования заключается в формировании скоростного режима движения, приближенного к реальной эксплуатации высокоподвижных колесных машин, с использованием статистических данных о трассах. При формировании режима движения учитываются ограничения скорости, связанные с устойчивостью машины, возможностями силовой установки, физиологическими особенностями человека, а также реализуемым предельным уровнем замедления. В рамках варьирования предельным замедлением машины определяется зависимость средней скорости движения от замедления. На основании полученных данных определяется такая потребная интенсивность снижения скорости машины, которую целесообразно реализовать только за счет износостойкой тормозной системы.

Разработанный метод определения характеристик износостойкой тормозной системы, отличающийся использованием статистических данных о дорожно-грунтовых условиях, дает возможность определения характеристик агрегатов износостойкой тормозной системы, обеспечивающей достижения заданного уровня подвижности машины.

Ключевые слова: колесная машина, скоростной режим движения, модель движения, износостойкая тормозная система, тормоза-замедлители, замедление.

Введение

Высокоподвижные колесные машины (ВКМ) предназначены для движения по дорогам и местности в различных дорожно-грунтовых условиях (ДГУ). При этом, в большинстве случаев, во время выполнения транспортной задачи водитель стремится обеспечить максимальную скорость движения, исходя либо из тяговых/тормозных возможностей машины, либо из условий устойчивости ВКМ при выполнении маневров. В такой постановке скоростной режим движения в заданных ДГУ скорее определяется не водителем, а указанными ограничениями на скорость движения машины.

На представленном допущении основывается предлагаемый метод определения потребного уровня замедления высокоподвижных колесных машин. На первом этапе, используя для описания ДГУ совокупность протяженных реализаций случайных функций внешних возмущений, формируется скоростной режим движения машины. Затем, варьируя предельным замедлением ВКМ, определяется зависимость средней скорости движения от указанного замедления. На основании полученных данных выбирается такая потребная интенсивность снижения скорости машины, которую целесообразно реализовать только за счет износостойкой тормозной системы, с целью обеспечения высокого уровня подвижности ВКМ, а также снижения тепловой нагруженности и повышения ресурса фрикционных элементов рабочей тормозной системы [1-3].

Формирование вектора внешних возмущений

Формирование трасс для ВКМ по известным статистическим характеристикам удобно проводить путем «разыгрывания» реализаций случайных функций характеристик ДГУ [4-10], таких как: дорожная кривизна, максимальный коэффициент взаимодействия движителя с опорным основанием, коэффициент сопротивления качению и угол наклона опорной поверхности по направлению движения относительно горизонта. При этом разыгрывание перечисленных параметров по пути s рационально проводить методом неканонических представлений [5-8]. Таким образом, проводя «розыгрыш» представленных параметров для различных типов опорной поверхности (ОП) и рельефа, можно сформировать некоторый вектор внешних возмущений, который представляет из себя комбинацию полученных протяженных реализаций случайных функций от пройденного пути.

Для обеспечения возможности использования указанной комбинации случайных функций (дорожной кривизны, максимального коэффициента взаимодействия движителя с опорным основанием, коэффициента сопротивления качению, угла наклона опорной поверхности) в качестве трассы, необходимо выполнение ряда условий:

- протяженные реализации случайных функций должны быть представлены последовательностью участков пути с неизменными характеристиками дорожно-грунтовых условий;
- для каждого участка пути должны быть определены все разыгрываемые параметры: дорожная кривизна, максимальный коэффициент взаимодействия с опорным основанием, коэффициент сопротивления качению и угол наклона опорной поверхности.

Получаемая таким образом трасса обладает разрывами на стыке между участками пути по каждому из разыгрываемых параметров. В связи с этим принято допущение, что заданная скорость (предельная на каждом участке) достигается в середине участка. При этом, изменение скорости движения между участками происходит линейно, т.е, с постоянным ускорением. Тогда для составления уравнений движения будем считать, что при переходе от участка к участку значение параметров, описывающих взаимодействие с внешней средой, равно их осредненной величине (между участками) (рис. 1).

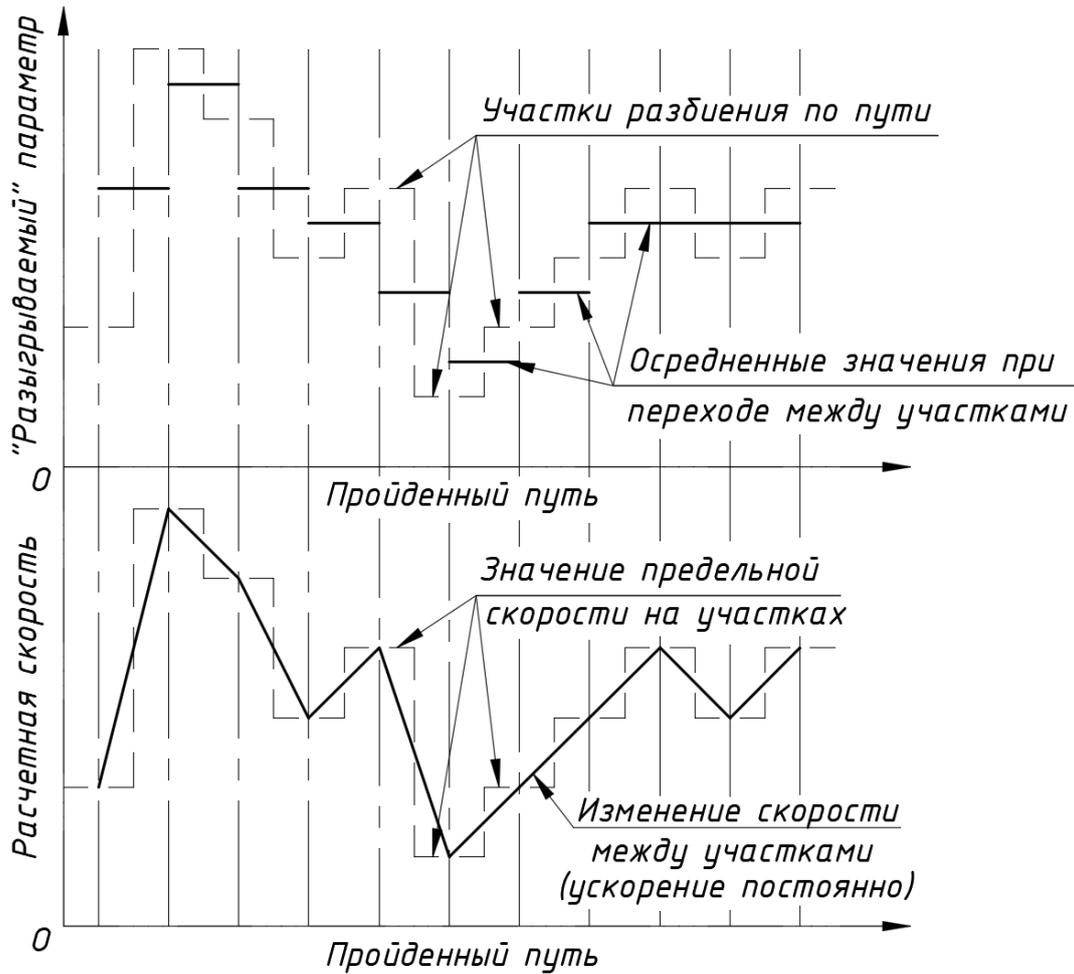


Рис. 1. Иллюстрация изменения значений параметров ДГУ при переходе между участками разбиения

Формирование скоростного режима ВКМ с применением квазистационарной модели движения

При формировании скоростного режима движения машины на первом этапе необходимо получить верхнюю оценку максимальной скорости ВКМ на каждом участке трассы, а также оценить ее протяженность. Для этого целесообразно применить безынерционную модель движения машины [4]. В последующих расчетах принимается ряд допущений:

- совместная механическая характеристика двигателя и коробки передач с учетом потерь в трансмиссии является кривой постоянной мощности (соответствующей максимальной мощности силовой установки);
- повышение сопротивления движению в повороте пренебрежимо мало;
- контакт колеса с опорной поверхностью является точечным (момент сопротивления повороту пятна контакта не учитывается).

Тогда верхнюю оценку максимальной скорости ВКМ для каждого i -ого участка пути $v_{прi}$ получим в виде (1):

$$\begin{aligned}
 v_{прi} &= \min(v_{зi}, v_{опi}, v_{Nmaxi}, v_{max}), \\
 v_{Nmaxi} &= N_{max} / \left(mg \left(f_{грi} \cos(\alpha_{пi}) + \sin(\alpha_{пi}) \right) + k_w F_{лоб} v_{Nmaxi}^2 \right), \\
 v_{зi} &= \sqrt{\mu_{smaxi} g / k_{дi}}, \quad v_{опi} = \sqrt{gB / (2H_z k_{дi})}, \quad k_w = c_x \rho_w / 2,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где v_3 – предельная скорость ВКМ по заносу; $v_{оп}$ – предельная скорость ВКМ по опрокидыванию (считается, что ВКМ обладает идеальным стабилизатором поперечной устойчивости); v_{Nmax} – предельная скорость ВКМ по мощности двигателя; v_{max} – максимальная конструктивная скорость ВКМ (максимальная скорость по техническому заданию, обычно ограничена системой управления двигателем); m – масса ВКМ; g – ускорение свободного падения; B – колея ВКМ; H_z – высота центра масс ВКМ; N_{max} – максимальная мощность двигателя; k_w – коэффициент аэродинамической силы; $F_{лоб}$ – площадь лобовой проекции машины; c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ_w – плотность воздуха.

Зависимость $v_{пр_i}$ от пройденного пути для некоторой статистически заданной трассы представлена на рис. 2 (опорная поверхность – дорога с твердым покрытием, тип рельефа – равнинный).

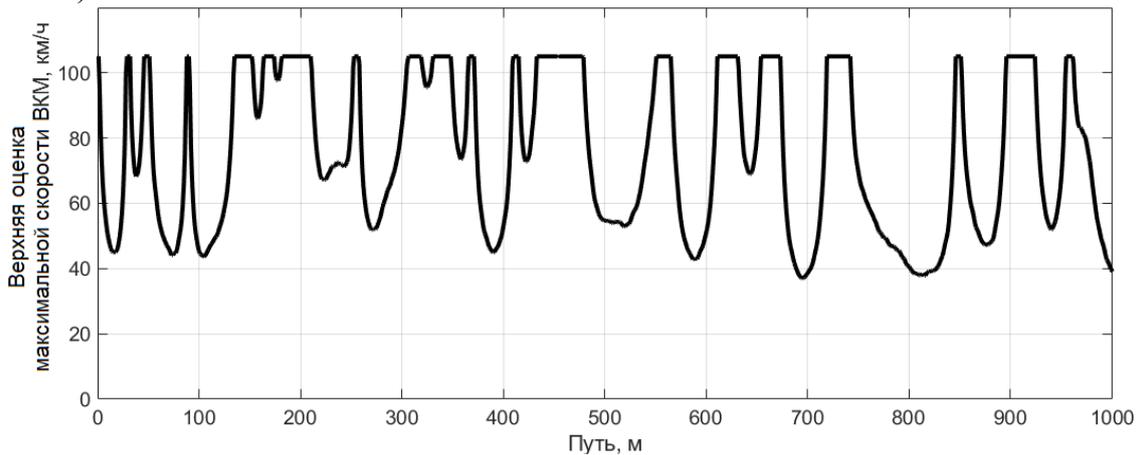


Рис. 2. Функция изменения верхней оценки максимальной скорости машины по пути

Протяженность трассы в заданных ДГУ целесообразно оценивать, исходя из условия стабилизации средней скорости ВКМ в конце пути. После этого моделирование движения можно прекратить, так как дальнейший сбор статистики не окажет влияния на получаемый результат в заданных ДГУ. В силу того, что наличие сил инерции «сглаживает» колебания скорости движения машины, оценку протяженности трассы возможно проводить с использованием безынерционной модели (используя в качестве средней скорости ее верхнюю оценку [4]). Зависимость верхней оценки средней скорости ВКМ v_{cp}^{max} от пройденного пути вычисляется, согласно формулам (2):

$$v_{пр_i}^{cp} = (v_{пр_i} + v_{пр_{i-1}}) / 2, \quad \Delta s_i = s_i - s_{i-1},$$

$$v_{cp_i}^{max} = \sum_{i=1}^i v_{пр_i}^{cp} \Delta s_i / s_i, \quad i = 1, 2 \dots n_s \tag{2}$$

где n_s – количество участков пути, на которые разбита трасса (s_i – путевая координата i -ого участка трассы, s_{n_s} – протяженность трассы); $v_{пр_i}^{cp}$ – верхняя оценка максимальной скорости при переходе между i -1 и i -ым участком трассы; Δs_i – приращение по пути между i -1 и i -ой путевой координатой трассы (протяженность участка разбиения трассы).

Зависимости верхней оценки средней скорости ВКМ от пройденного пути представлена на рис.3. Из рис.3 видно, что в рассматриваемом случае необходимая протяженность трассы составляет 5 км (отклонение от конечного значения составляет менее 2 %).

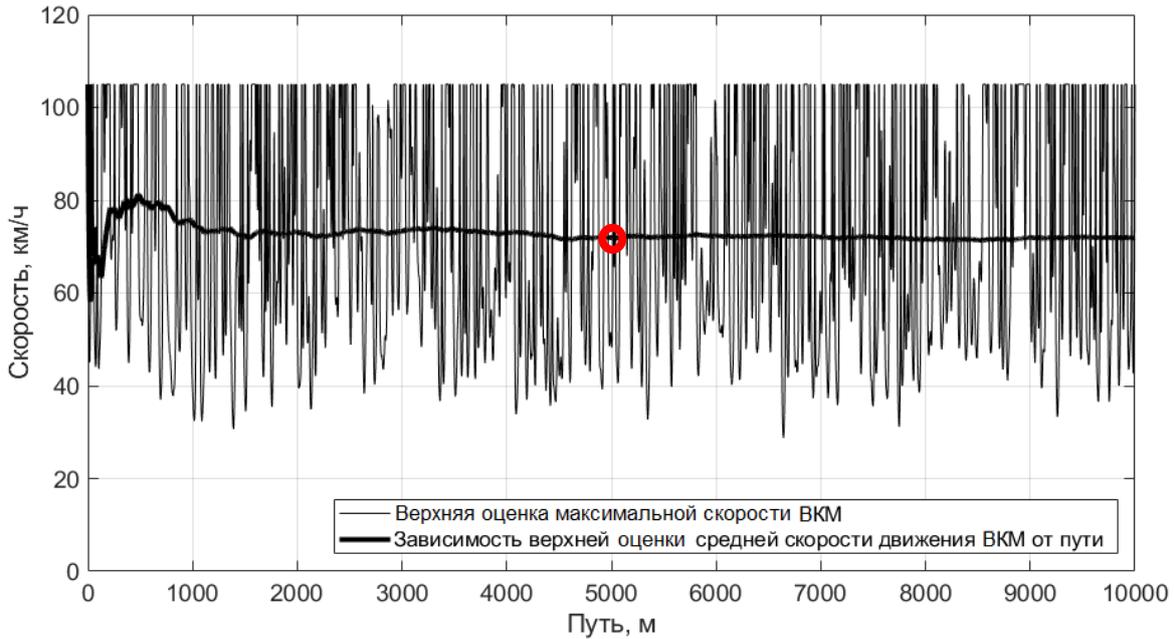


Рис. 3. Зависимость верхней оценки средней скорости ВКМ от пути

На следующем этапе для скоростного режима, полученного с использованием предложенной безынерционной модели (рис. 2), необходимо учесть ограничения на продольное ускорение/замедление машины, накладываемые сцепными свойствами, возможностями силовой установки (с учетом сил инерции), а также некоторым предельным замедлением ВКМ. При этом за счет варьирования последнего можно оценить зависимость средней скорости движения машины от указанного замедления.

В тяговом режиме, если ускорение машины $a_{пр_i}$ при переходе между $i-1$ и i -ым элементарным участком трассы превышает максимально допустимое, исходя из сцепных свойств с опорной поверхностью a_{μ_i} , или предельное по возможностям двигателя $a_{дв_i}$, скоростной режим движения необходимо скорректировать (3):

$$v_{тяги_i} = \begin{cases} v_{пр_i}, & \text{если } 0 \leq a_{пр_i} \leq \min(a_{\mu_i}, a_{дв_i}) \\ v_{тяги_{i-1}} + \frac{\min(a_{\mu_i}, a_{дв_i}) \Delta s_i}{v_{тяги_i}^{cp}}, & \text{если } a_{пр_i} > \min(a_{\mu_i}, a_{дв_i}) \end{cases}, \quad (3)$$

где $v_{тяги_i}$ — верхняя оценка максимальной скорости ВКМ на i -ом участке трассы с учетом ограничения на продольное ускорение; $v_{тяги_i}^{cp}$ — верхняя оценка максимальной скорости ВКМ при переходе между $i-1$ и i -ым участком трассы с учетом ограничения на продольное ускорение.

При этом $a_{пр_i}$, a_{μ_i} и $v_{тяги_i}^{cp}$ определяются согласно зависимостям (4-6):

$$a_{пр_i} = (v_{пр_i} - v_{пр_{i-1}}) v_{тяги_i}^{пр} / \Delta s_i, \quad (4)$$

$$a_{\mu_i} = \mu_{smax_i}^{cp} g, \quad \mu_{smax_i}^{cp} = (\mu_{smax_i} + \mu_{smax_{i-1}}) / 2, \quad (5)$$

$$v_{тяги_i}^{cp} = (v_{тяги_i} + v_{тяги_{i-1}}) / 2 \quad (6)$$

где $\mu_{smax_i}^{cp}$ — максимальный коэффициент взаимодействия движителя с опорным основанием (коэффициент сцепления) при переходе между $i-1$ и i -ым участком трассы.

Для определения $a_{дв_i}$ принимается ряд допущений:

- совместная механическая характеристика двигателя и коробки передач с учетом потерь в трансмиссии является кривой постоянной мощности (соответствующей максимальной мощности силовой установки);

- момент инерции вращающихся частей двигателя и трансмиссии приведен к колесам ВКМ;
- повышение сопротивления движению в повороте пренебрежимо мало;
- скольжение в контакте движителя с опорной поверхностью отсутствует;
- контакт колеса с опорной поверхностью является точечным;
- радиусы качения всех колес равны.

Тогда $a_{дв_i}$ можно определить по формулам (7-8) [11, 12]:

$$a_{дв_i} = \frac{\frac{N_{max}}{v_{тяги}^{cp}} - mg \left(f_{гр_i}^{cp} \cos(\alpha_{п_i}^{cp}) + \sin(\alpha_{п_i}^{cp}) \right) - k_w F_{лоб} v_{тяги}^{cp 2} - J_z k_{д_i}^{cp} \frac{\Delta k_{д_i}}{\Delta s_i} v_{тяги}^{cp 2}}{m\delta + J_z k_{д_i}^{cp 2}} \quad (7)$$

$$v_{тяги_i}^{cp} = (v_{тяги_i} + v_{тяги_{i-1}})/2, \quad f_{гр_i}^{cp} = (f_{гр_i} + f_{гр_{i-1}})/2, \quad \alpha_{п_i}^{cp} = (\alpha_{п_i} + \alpha_{п_{i-1}})/2, \quad (8)$$

$$k_{д_i}^{cp} = (k_{д_i} + k_{д_{i-1}})/2, \quad \Delta k_{д_i} = k_{д_i} - k_{д_{i-1}}, \quad \delta = 1 + \frac{\sum_{i=1}^n J k_i}{m r_{к0}^2},$$

где $f_{гр_i}^{cp}$ – коэффициент сопротивления качению при переходе между i -1 и i -ым участком трассы; $\alpha_{п_i}^{cp}$ – угол наклона ОП при переходе между i -1 и i -ым участком трассы; $k_{д_i}^{cp}$ – кривизна траектории при переходе между i -1 и i -ым участком трассы; $\Delta k_{д_i}$ – изменение кривизны между i -1 и i -ой путевой координатой трассы; J_z – момент инерции машины относительно вертикальной оси; δ – коэффициент учета вращающихся масс; n – число колес машины; $\sum_{i=1}^n J k_i$ – сумма моментов инерции двигателя, трансмиссии и колес ВКМ, приведенных к осям вращения последних; $r_{к0}$ – радиус качения колес машины без непосредственного скольжения (может быть принят равным статическому радиусу колеса при номинальной нагрузке).

Зависимость $v_{тяги}$ от пройденного пути представлена на рис. 4.

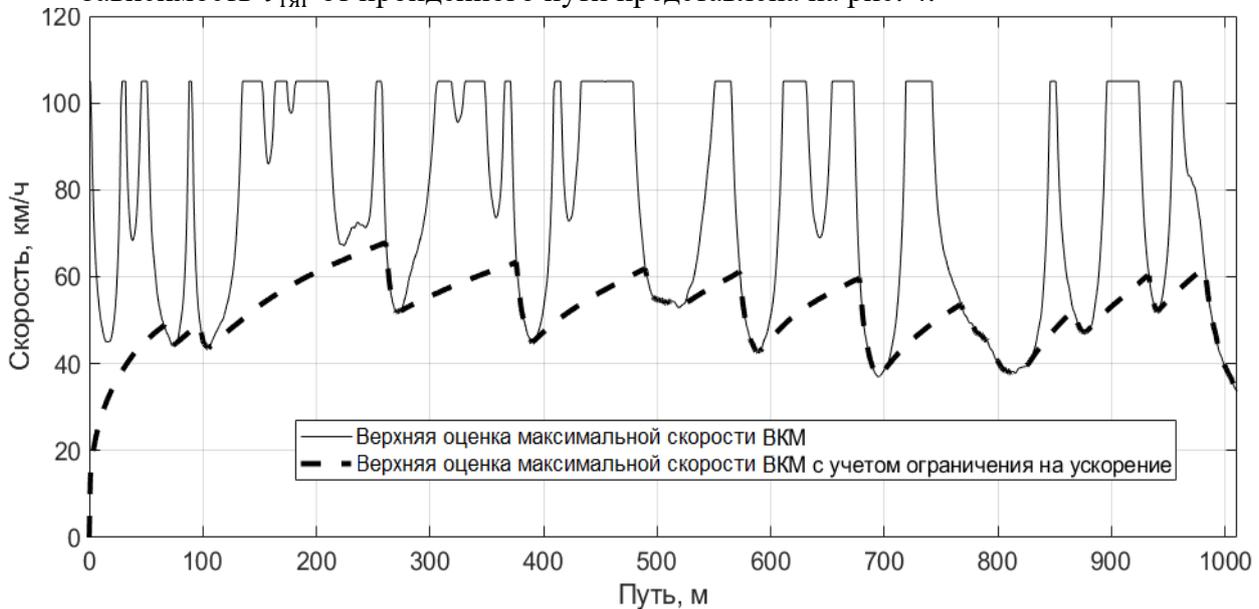


Рис. 4. Верхняя оценка максимальной скорости движения машины с учетом ограничения на продольное ускорение

В случае торможения скоростной режим машины корректируется, если ускорение машины $a_{пр_i}$ при переходе между i -1 и i -ым элементарным участком трассы опускается ниже допустимого, исходя из сцепных свойств с опорной поверхностью $-a_{\mu_i}$, или исследуемого уровня замедления $-a^*$. Причем в данном случае порядок рассмотрения участков необходи-

мо проводить от последнего к первому, чтобы обеспечить заданную скорость движения в конце каждого участка (9):

$$v_{\text{top}_{n_s-i}} = \begin{cases} v_{\text{пр}_{n_s-i}}, & \text{если } 0 \geq a_{\text{пр}_{n_s-i}} \geq \max(-a_{\mu_{n_s-i}}, -a^*) \\ v_{\text{top}_{n_s-i+1}} - \frac{\max(-a_{\mu_{n_s-i}}, -a^*) \Delta s_{n_s-i}}{v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{ср}}}, & \text{если } a_{\text{пр}_{n_s-i}} \leq \max(-a_{\mu_{n_s-i}}, -a^*) \end{cases} \quad (9)$$

где $v_{\text{top}_{n_s-i}}$ – верхняя оценка максимальной скорости ВКМ на n_s –-ом участке трассы с учетом ограничения на продольное замедление; $v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{ср}}$ – верхняя оценка максимальной скорости ВКМ при переходе между $n_s - i + 1$ и $n_s - i$ -ым участком трассы с учетом ограничения на продольное замедление.

$v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{ср}}$ определяется согласно формуле (10):

$$v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{ср}} = (v_{\text{top}_{n_s-i}} + v_{\text{top}_{n_s-i+1}})/2 \quad (10)$$

Зависимость v_{top} от пройденного пути представлена на рис. 5.

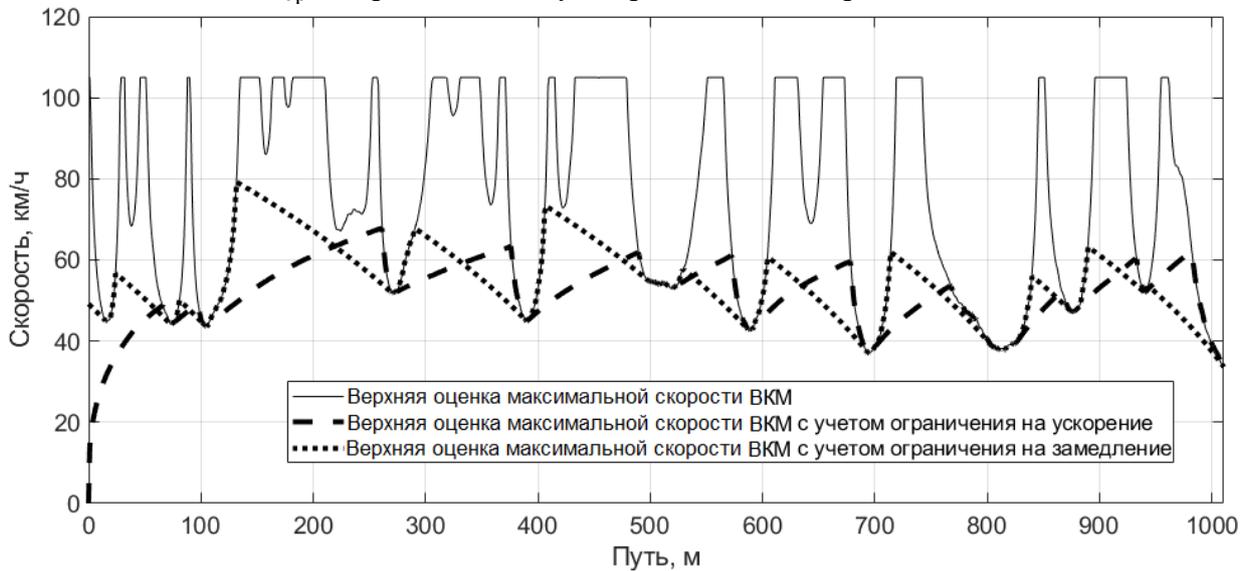


Рис. 5. Верхняя оценка максимальной скорости движения машины с учетом ограничения на продольное замедление

Окончательно скоростной режим движения ВКМ с учетом ограничений на продольное ускорение/замедление получается путем комбинирования зависимостей $v_{\text{тяг}}$ и v_{top} (рис. 6) (11).

$$v = \min(v_{\text{тяг}}, v_{\text{top}}). \quad (11)$$

Таким образом, представленная безынерционная модель, которая дополнена ограничениями на продольные ускорения/замедления, позволяет получить скоростной режим движения ВКМ по заданной трассе. Принимая во внимание допущение, что в случае ВКМ режим движения в заданных ДГУ скорее определяется не водителем, а ограничениями на скорость движения, исходя либо из тяговых/тормозных возможностей машины, либо из условий устойчивости при выполнении маневров, можно считать, что полученный скоростной режим приближен к реальной эксплуатации машины.

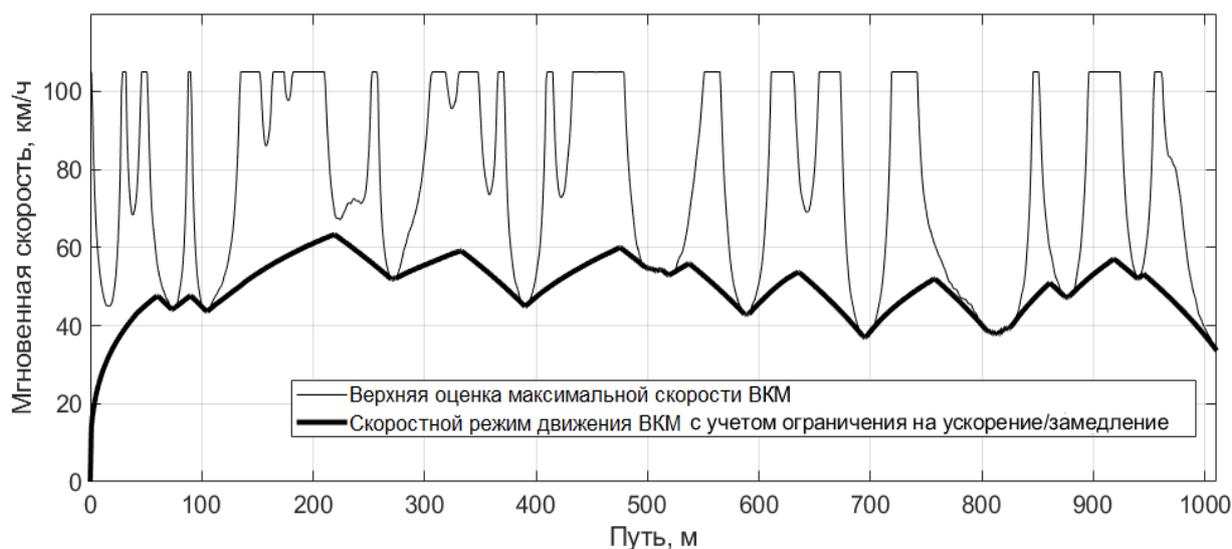
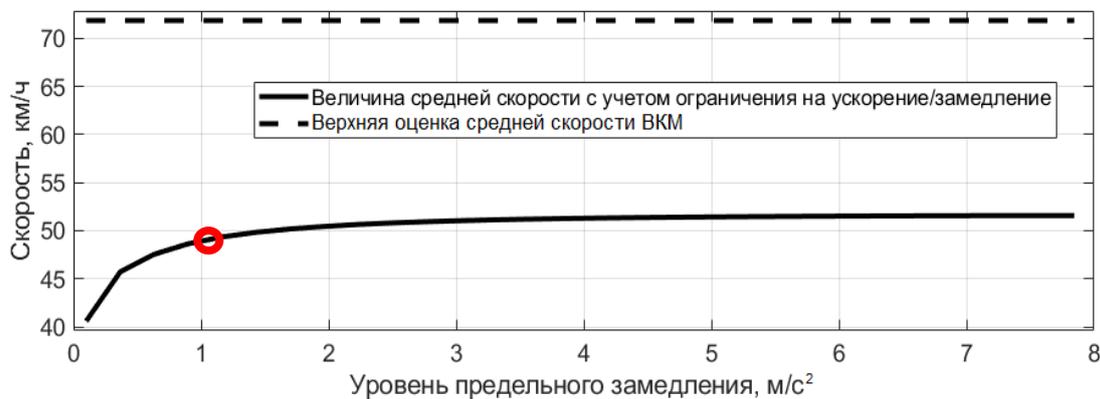


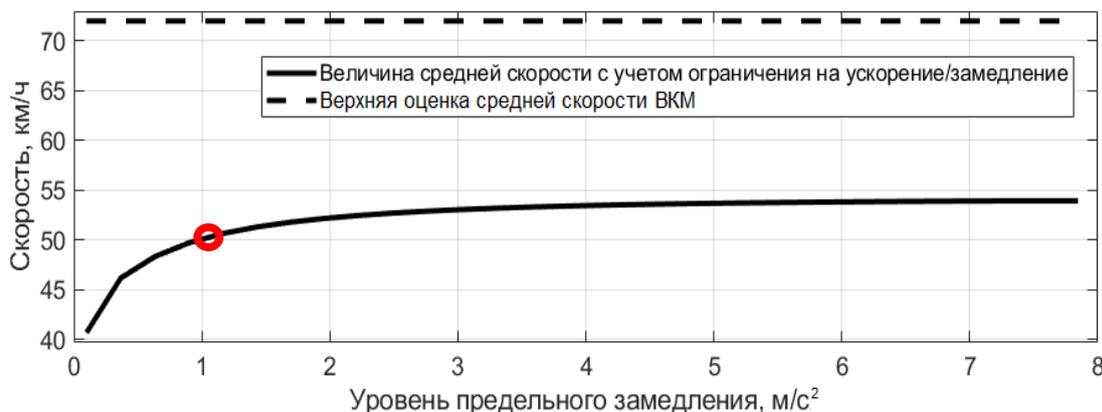
Рис. 6. Полученный скоростной режим движения ВКМ для ограничения по уровню замедления $a^* = 1 \text{ м/с}^2$

Оценка требуемого уровня замедления ВКМ для реализации износостойкой тормозной системой

При выборе требуемого уровня замедления, который необходимо реализовать износостойкой тормозной системой, будем считать, что снижение скорости движения машины происходит только за счет тормозов-замедлителей с интенсивностью, не превышающей $-a^*$.



а)



б)

Рис. 7. Зависимость средней скорости движения ВКМ от уровня замедления: а) удельная мощность 15 кВт/т; б) удельная мощность 22 кВт/т

Тогда, используя полученную зависимость скорости движения машины от пройденного пути с ограничением на продольное ускорение/замедление (рис. 6), средняя скорость движения ВКМ v_{cp} в заданных условиях (для выбранного уровня замедления $-a^*$) вычисляется как (12):

$$v_{cp} = \sum_{i=1}^{n_s} v^{cp}_i \Delta s_i / s_{n_s}, \quad v^{cp}_i = (v_i + v_{i-1})/2 \quad (12)$$

Формируя скоростной режим движения ВКМ для различных a^* , можно получить зависимость средней скорости машины от различных уровней замедления. На рис. 7, для примера, представлены зависимости v_{cp} ВКМ полной массой 34 т с различными удельными мощностями (15 кВт/т и 22 кВт/т) по асфальтобетонной опорной поверхности. Из представленного на рис. 7 следует что, обеспечивать уровень замедления ВКМ за счет узлов вспомогательной тормозной системы (тормозов-замедлителей) больший, чем 1 м/с^2 , нецелесообразно, так как это не приведет к существенному росту средней скорости как в случае существующих (удельная мощность 15 кВт/т), так и перспективных машин (удельная мощность 22 кВт/т).

Верхняя оценка средней скорости ВКМ не изменилась при увеличении удельной мощности из-за того, что в данном случае максимальная скорость движения машины ограничивается не максимальной мощностью силовой установки, а конструктивно (системой управления в соответствии с техническим заданием – 105 км/ч). Скоростной режим движения рассматриваемой машины с удельной мощностью силовой установки 15 кВт/т для выбранного уровня замедления 1 м/с^2 представлен на рис. 6.

Полученная величина замедления согласуется с данными, представленными в работе [13] (уровень замедления при служебном торможении не превышает $0,8-1,7 \text{ м/с}^2$.) и соответствует границе комфорта по продольным ускорениям [14] (предел продольных ускорений для удобной езды $0,1g$, табл. 1).

Таблица 1

Предельные среднеквадратические ускорения для человека [14]

Предельные среднеквадратические ускорения:	Вертикальные ускорения	Продольные ускорения	Поперечные ускорения
для предела комфорта	0,1g	0,06g	0,05g
для предела удобной езды	0,25g	0,1g	0,07g
для предельных ускорений при непродолжительном действии	0,4g	0,2g	0,1g

Представленный скоростной режим (рис. 6) не учитывает ограничение на боковые ускорения, действующие на водителя (боковые ускорения при движении с критической скоростью по заносу составляют $\mu_{s_{max}}g$). Для человека поддерживать такой режим движения в течение длительного времени не представляется возможным. В связи с этим, для ВКМ необходимо учитывать ограничение на боковое ускорение, равное $a_y = 0,1g$ [14], что соответствует предельному уровню при непродолжительном действии (табл. 1).

Для этого величину верхней оценки максимальной скорости ВКМ для каждого i -ого участка пути необходимо вычислять как (13):

$$v_{пр_i} = \min(v_{a_y}, v_{z_i}, v_{оп_i}, v_{Nmax_i}, v_{max}), \quad v_{a_y} = \sqrt{a_y/k_{д_i}} \quad (13)$$

где v_{a_y} – предельная скорость ВКМ с учетом ограничения на боковое ускорение.

Тогда зависимости v_{cp} машины от уровня замедления с учетом ограничения на боковые ускорения получим в следующем виде (рис. 8).

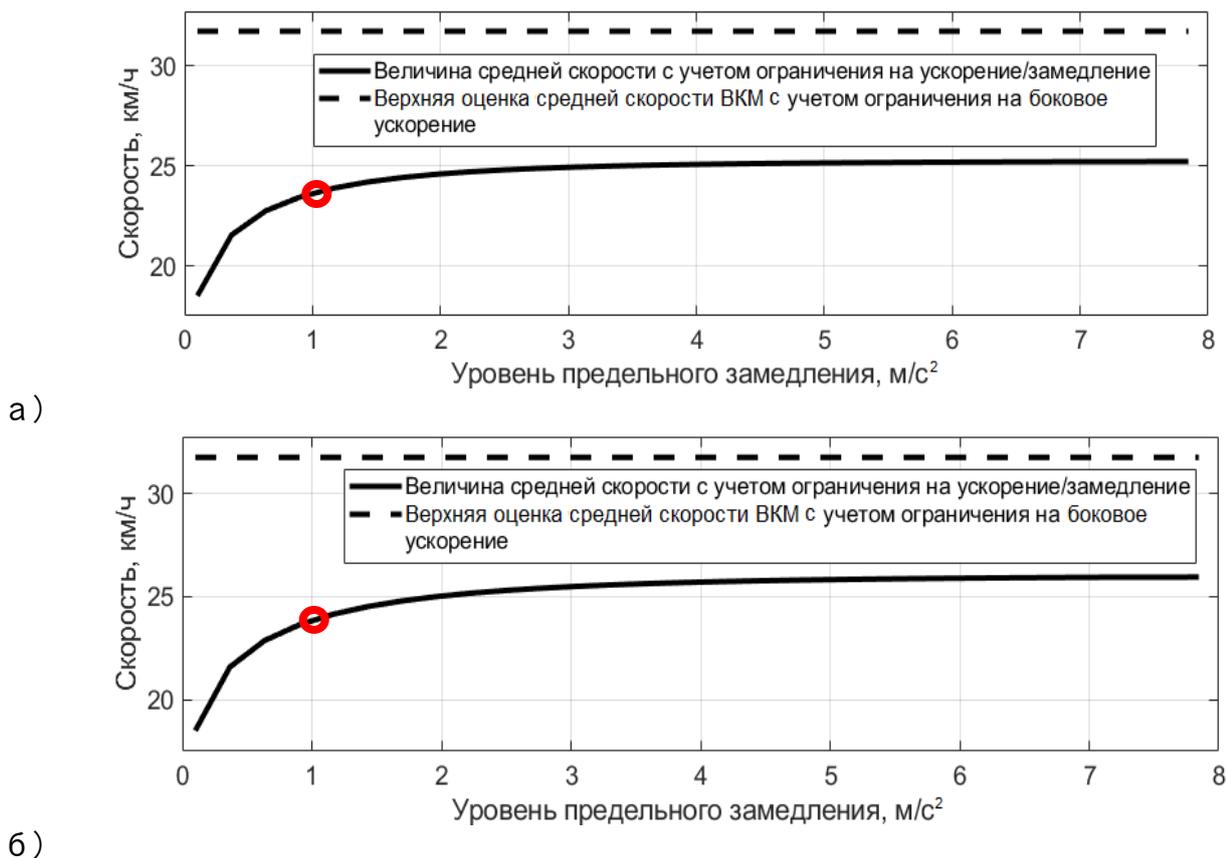


Рис. 8. Зависимость v_{cp} ВКМ от уровня замедления ($a_y = 0,1g$):

а) удельная мощность 15 кВт/т; б) удельная мощность 22 кВт/т

Скоростной режим движения машины с удельной мощностью силовой установки 15 кВт/т для выбранного уровня замедления 1 м/с^2 с учетом ограничения на боковое ускорение $a_y = 0,1g$ представлен на рис. 9.

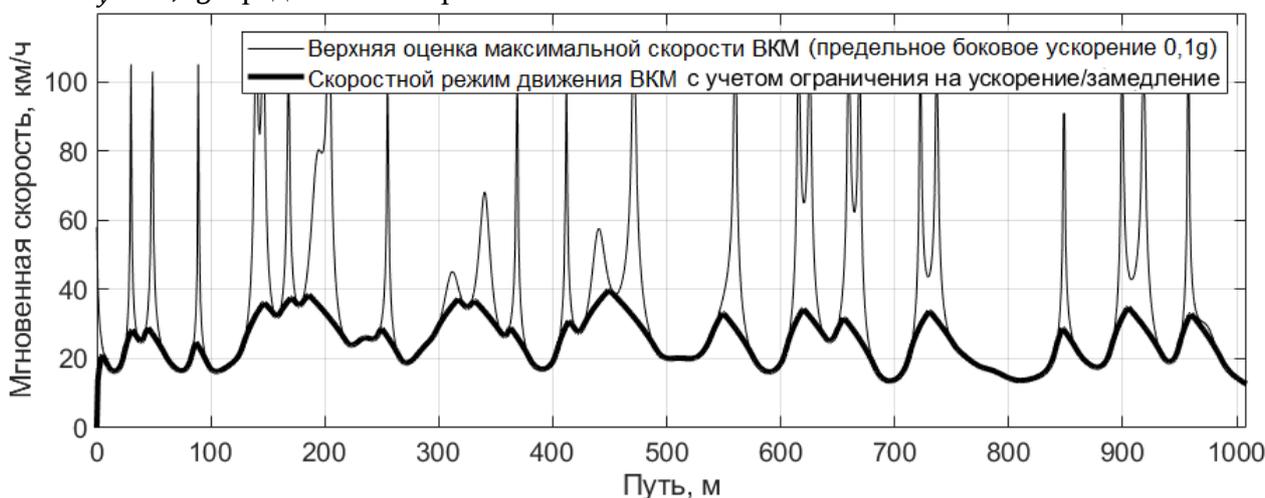


Рис. 9. Скоростной режим движения ВКМ для уровня замедления 1 м/с^2

Как видно из представленных зависимостей (рис. 7,8), требуемый уровень замедления ВКМ (в случае учета ограничения на боковое ускорение) за счет тормозов-замедлителей также, как и в случае отсутствия ограничения на боковое ускорение, составляет 1 м/с^2 . На основании полученных данных можно сделать вывод, что независимо от мощности силовой установки и перегрузок, воспринимаемых водителем при движении, требуемый уровень за-

медления, который необходимо обеспечить за счет узлов износостойкой тормозной системы ВКМ, составляет не более 1 м/с^2 .

Несложно заметить, что ограничение на боковое ускорение равное $0,1g$ соответствует предельному ускорению по заносу для случая движения ВКМ по обледенелой дороге (для «льда» $\mu_{s_{max}} = 0,1$ [15]). Таким образом, результаты, представленные на рис. 8 и 9, можно интерпретировать как для случая движения ВКМ по опорной поверхности типа «лед» и заключить, что требуемый уровень замедления, который необходимо реализовать износостойкой тормозной системой, не зависит от сцепных свойств движителя с опорной поверхностью и также не превышает 1 м/с^2 .

Выводы

Установлено, что в случае ВКМ требуемый уровень замедления, который необходимо обеспечить за счет узлов износостойкой тормозной системы для достижения рациональной величины средней скорости движения машины, не зависит от мощности силовой установки и условий движения и составляет не более 1 м/с^2 .

Рассмотренный метод определения требуемого уровня замедления высокоподвижных колесных машин позволяет на этапе проектирования сформировать требования к агрегатам износостойкой системы торможения, а также приступить к определению их механических характеристик.

Библиографический список

1. Study of Friction and Wear Characteristics of the Friction Pair of Centrifugal Brake Rollers / A. L. Nosko, E. V. Safronov, V. A. Soloviev // Journal of Friction and Wear. – 2018, – Vol. 39, – № 2, – P. 145-151.
2. Generalized dynamic model of 'dry' friction units / Gekker, F.R. // Trenie i Iznos. – 1998. – Vol. 19. – P. 165-170.
3. Improvement of quality and tribological performance of transmission parts by electrochemical polishing / E.G. Yudin, V.A. Vartanyan, E.I. Vasilieva, // Journal of Friction and Wear. – 1998. – Vol. 19, – P. 81-86.
4. Косицын, Б.Б. Моделирование реализаций случайных функций характеристик дорожно-грунтовых условий при исследовании динамики колесных и гусеничных машин на этапе проектирования / Б.Б. Косицын, А.В. Мирошниченко, А.А. Стадучин // Известия МГТУ «МАМИ». – 2019. – №3 (41). – С. 36-46.
5. Шалыгин, А.С. Прикладные методы статистического моделирования / А.С. Шалыгин, Ю.И. Палагин. – Л.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
6. Котиев, Г.О. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин / Котиев Г.О., Сарач Е.Б. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 184 с.
7. Расщепляев, Ю.С. Синтез моделей случайных процессов для исследования автоматических систем управления / Ю.С. Расщепляев, В.Н. Фандиенко. – М.: Энергия, 1981. – 145 с.
8. Чернецкий, В.И. Анализ точности систем управления / В.И. Чернецкий. – М., 1968. – 247 с.
9. Methods for road microprofile statistical data transformation / Evgeniy Sarach, George Kotiev and Sergey Beketov // MATEC Web of Conferences – 2018. – V 224. article № 04009.
10. Estimating operation modes for the individual wheel electric drive of the all-wheel drive vehicle with the use of the driving simulator / Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 534 (2019) 012004 IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 534 (2019) 012004
11. Савочкин, В.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / В.А. Савочкин, А.А. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
12. Косицын, Б.Б. Метод определения энергоэффективного закона движения электробуса по городскому маршруту: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Б.Б. Косицын. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 165 с.

13. **Кравец, В.Н.** Теория движения автомобиля / В.Н. Кравец. – Н. Новгород, 2014. – 696 с.
14. **Ротенберг, Р.В.** Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение. 1972. – 392 с.
15. **Платонов, В.Ф.** Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / В.Ф. Платонов, Г.Р. Левиашвили. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.

*Дата поступления
в редакцию: 14.10.2019*

G.O. Kotiev¹, I.F. Gumerov², A.A. Stadukhin¹, B.B. Kositsyn¹

DECELERATION SELECTION FOR HIGH-MOBILITY WHEELED VEHICLES WITH AUXILIARY BRAKE SYSTEMS

¹ Bauman Moscow State Technical University

² PAO Kamaz

Introduction: When considering the driving modes of highly mobile-wheeled vehicles, it becomes obvious that the driver seeks to ensure a high speed of maneuvers. In this regard, the load on both the power plant and the brake system increases. With intensive changes in driving modes, the service brake system must dissipate a large amount of energy, which can lead to overheating of the actuators with a corresponding change (decrease) in the frictional properties of the friction pairs or increased wear, until the system fails.

Subject of research: The article deals with the method of determining the required level of deceleration of highly mobile-wheeled vehicles using a wear-resistant brake system, which allows increasing the average speed, significantly reduce the load on the service brake system and increase the life of friction elements.

Methodology and methods: the essence of the method is to form a high-speed mode of movement, close to the real operation of high-mobility wheeled vehicles, using statistical data on the routes. Thus, to describe the road-ground conditions when driving on the highway, the implementations of known random functions of external disturbances (curvature of the trajectory, coefficients of resistance to movement and interaction with the support surface) are used. In the formation of the flow regime are taken into account speed limits associated with stability, capacity, power plant, physiological characteristics of a person, as well as ongoing limit level of deceleration. Varying the limiting deceleration of the machine, the dependence of the average speed of the deceleration is determined. Because of the obtained data, such a required intensity of the machine speed reduction is determined, which is advisable to implement only at the expense of a wear-resistant brake system.

Results and scientific novelty: A method for determining the characteristics of wear-resistant braking system, characterized by the use of statistical data on road and ground conditions.

Practical significance: This method makes it possible to determine the characteristics of wear-resistant brake system units, ensuring the achievement of a given level of mobility of the machine.

Key words: wheeled vehicle, driving cycle, vehicle motion model, auxiliary brake system, retarders, deceleration.